

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»

Кафедра машины и оборудование целлюлозно-бумажных производств

С.Н. Вихарев

ПРОИЗВОДСТВО ДРЕВЕСНОЙ МАССЫ ИЗ ЩЕПЫ. РАСЧЕТ РАФИНЕРОВ

Методические указания для выполнения лабораторных и практических работ по дисциплинам: «Теория и конструкция технологических машин и оборудования», «Проектирование и модернизация машин и оборудования ЦБП» для студентов направления 151000 (15.03.02) «Технологические машины и оборудование» очной и заочной формы обучения

Екатеринбург
2015

Рассмотрено и рекомендовано к изданию кафедрой технической механики
и оборудования ЦБП
Протокол № 2 от 7.10.2015 г.

Рецензент В.П. Сиваков

Редактор

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16

Плоская печать

Печ. л. 2,4

Тираж

Поз.

Заказ

Цена

СОДЕРЖАНИЕ

1. Теоретические основы производства механической массы из щепы.....	4
2. Схемы производства термо- и химико-термомеханической древесной массы из щепы.....	9
3. Размалывающее оборудование.....	16
4. Расчет конструктивных параметров рафинера.....	24
5. Расчет мощности привода рафинера.....	25
6. Расчет усилий, действующих на ротор рафинера.....	27
7. Расчет шнека и крылатки ротора рафинера.....	32
8. Расчет вала ротора.....	34
9. Расчет конусного соединения диска с валом.....	36
10. Расчет торцевого уплотнения.....	38
Литература.....	40

1. Теоретические основы производства механической массы из щепы

Процесс производства механической древесной массы из щепы состоит из двух основных операций: предварительной обработки древесного сырья и его дальнейшей механической переработки в волокнистый полуфабрикат. Вид и режим предварительной обработки оказывают значительное влияние на свойства полуфабриката.

Целью предварительной обработки являются: ослабление межволоконных связей, размягчение лигнина и перевод его в вязкопластичное состояние; снижение температуры размягчения лигнина и придание волокнам гибкости и пластичности.

Щепа подвергается предварительной обработке паром при температуре 100-140°C и давлении 100-300 КПа в течение 0,5-3 мин. При температуре свыше 140°C лигнин переходит в вязкотекучее состояние, обволакивая волокна. При последующем охлаждении лигнин затвердевает и препятствует фибриллированию волокон при механической переработке. Разделение на волокна, в этом случае, при механической обработке щепы происходит при значительно меньшем удельном расходе энергии, но полученные полуфабрикаты имеют низкие бумагообразующие свойства.

В процессе получения ХТММ, древесное сырье наряду с термогидролитической обработкой подвергается воздействию химических реагентов.

Сульфит натрия является основным химическим реагентом, используемым при получении ХТММ/ХММ из древесины хвойных пород.

Большим достоинством процесса ХТММ/ХММ является возможность использования древесины лиственных пород.

Механическая обработка древесного сырья является важнейшей технологической операцией. Процесс механической обработки древесного сырья протекает в две ступени: разделение на волокна (т.е. дефибрирование) и переработка волокон с частичным дефибрированием и приданием им бумагообразующих свойств (т.е. размол или рафинирование). Причем обе ступени обработки могут происходить одновременно (рис.1.1).

Процесс размола щепы в дисковой мельнице включает четыре этапа (рис.1.2):

- разрушение щепы с получением грубых пучков волокон на входе в зону размола;
- интегрирование пучков на отдельные волокна в центральной зоне размола;
- рафинирование отдельных волокон до получения их обрывков и фибрилл в наружной зоне размола;

- размол отдельных волокон путем «прокатывания» их между размалывающими поверхностями периферии зоны размола перед окончательным выходом из корпуса дисковой мельницы.

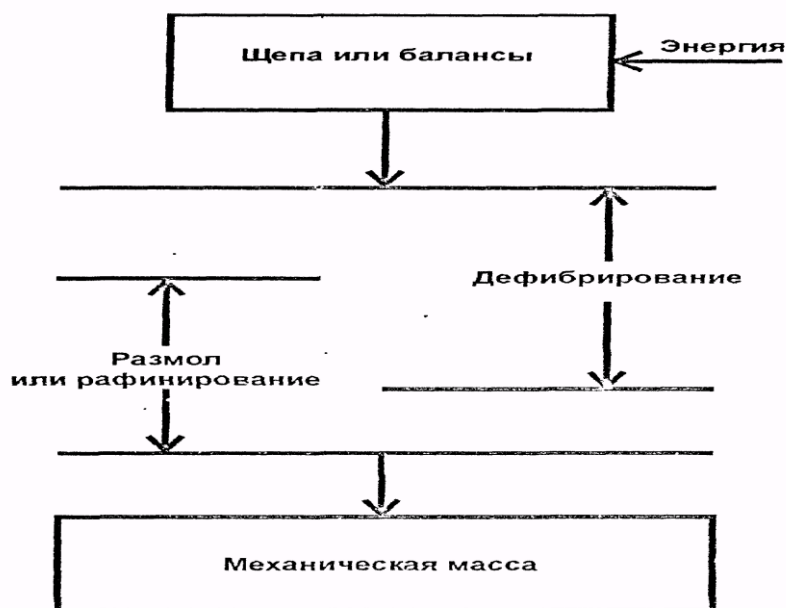


Рис 1.1. Принцип переработки древесного сырья в механическую массу

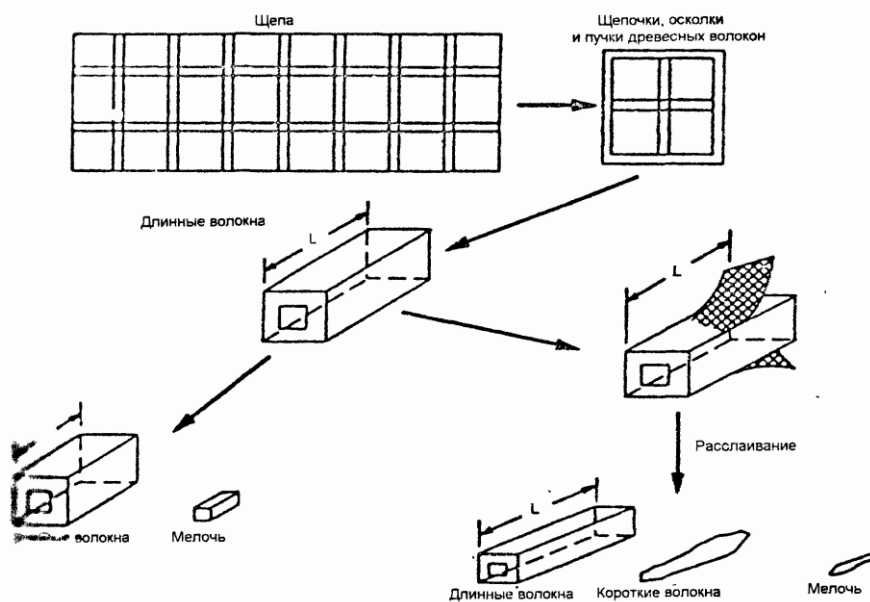


Рис. 1.2. Принципиальная схема обработки древесных волокон при получении механической массы из щепы

Исключительно важное значение имеет второй этап размола – рафинирование. Предполагается, что пучки волокон на этом этапе ориентированы в различных направлениях и захватываются кромками размалывающих ножей, действующих аналогично ножницам. Если волокна ориентированы в радиальном направлении, то получаются длинные волокна, если в тангенциальном – то короткие.

Хотя вода и пар являются транспортирующими агентами, движение щепы или волокон к периферии дисков осуществляется ножами вращающегося диска, радиальной составляющей силы, прикладываемой к щепе или волокнам. Соответственно, чем меньше угол наклона ножей к радиусу диска, чем меньше угол встречи ножей роторного и статорного дисков, тем меньше эффект перерезания волокон. Разделения щепы на волокна в основном происходит под воздействием сдвигающего усилия в поперечном направлении волокон

Исследование энергетической стороны процесса размола показывает, что на разделение щепы до отдельных волокон в производстве ТММ затрачивается до 25% энергии. Основное количество затрачиваемой на размол энергии (до 40%) приходится на дальнейшее разрушение волокон и их обрывков. Оставшаяся доля (30-35%) расходуется на придание волокнам бумагообразующих свойств. Основная часть энергии расходуется на получение полуфабриката, и только незначительная ее часть – на транспортировку массы

Древесина принимает не всю затрачиваемую на размол энергию. Силы, действующие на древесину при размоле со стороны вращающегося диска, подразделяют на пульсирующую силу сжатия, и растирающую силу трения, отделяющую волокна с поверхности древесины.

Эффективность разбивания древесного материала на волокна зависит от соотношения между силами сжатия и трения. При высоком значении сил трения древесина в достаточной степени размягчается и тогда сила трения разрушает волокнистый материал. При недостаточной силе трения, волокна не успевают отделяться от древесины и, вследствие этого обугливаются.

Ударные воздействия ножевой гарнитуры при размоле оказывают срезающие и сжимающие усилия, как в аксиальном, так и в поперечном направлении. Циклические усилия сдвига, сжатия и растяжения обуславливают появление усталостных трещин в стенках волокон. При достижении критического уровня прочности отслаиваются упорядоченным образом. При этом номинальное разрушающее напряжение оказывается ниже предела прочности материала.

Термомеханическая масса (ТММ) является видом древесной массы и обладает значительными преимуществами перед древесной массой, полученной механическим путем, – дефибрерной и рафинерной. ТММ

получают путем термического размягчения лигниногемицеллюлозного комплекса, что обеспечивает при дальнейшей механической обработке фибрирование волокон с достаточным сохранением их длины.

ТММ широко используется для производства газетной, печатной, журнальной и других видов бумаги и картона. Применение этой массы привело к существенному снижению стоимости данной бумажной продукции, повышению качества бумаги, комплексному и рациональному использованию древесного сырья, снижению загрязненности сточных вод.

Для производства ТММ используются также отходы лесопиления (горбыли, обрезки, опилки). Возможно получение ТММ из смешанной щепы лиственных и хвойных пород древесины.

Технология производства ТММ следующая: давление пара 0,10-0,15 МПа, температура 120-175°C, выдержка 2-15 мин. Обычно используется двухступенчатое рафинирование. Первая ступень: концентрация массы 25-40% удельный расход электроэнергии на размол 5000-5500 МДж/т; вторая ступень 2100 МДж/т. Экспериментально установлено, что наилучшие свойства ТММ достигаются при расходе 60 % энергии на первой ступени рафинирования в зависимости от общей энергоемкости потока.

Большое влияние на качество ТММ оказывает размалывающая гарнитура дисковых мельниц. Оптимальные технологические параметры гарнитуры (отношение заходной и размалывающих зон размола, число, конфигурация ножей и канавок между ними) обуславливают определенные условия протекания пара между ножами.

Основной недостаток производства ТММ - высокая энергоемкость процесса, в связи с чем часто подвергалась сомнению целесообразность производства и использования ТММ.

В последнее время для получения массы с высокими физико-механическими показателями применяют способ предварительной химической обработки древесной щепы перед рафинированием. Такая масса называется химикотермомеханической (ХТММ). В указанном способе важнейшим технологическим элементом является интенсивная пропитка щепы химикатами. Фирма «Дефибратор» (Швеция) разработала метод пропитки щепы ПРЕКС (сжатие-расширение). Система работает следующим образом. Щепка сжимается в винтовом питателе и избыточные воздух и вода удаляются. Сжатая щепка поступает в нижнюю часть вертикальной пропиточной емкости, где она активно расширяется и впитывает в себя пропиточные реагенты. В результате этого обеспечивается однородная химическая пропитка вне зависимости от начальной влажности щепы. По мере впитывания жидкости щепка поднимается вертикальными винтами, поступает в подогреватель и далее осуществляется технологический процесс, как и при производстве ТММ.

В процессе получения ХТММ снижается содержание костры, повышается степень разработки и гибкость волокон. Это обуславливает улучшение структуры и повышения белизны бумажного листа. Кроме того, устраняются проблемы запаха картона из такой массы при упаковке пищевых продуктов. Свойства ХТММ возможно варьировать в широком диапазоне путем сульфонирования щепы, кислородной или щелочной ее обработки.

На Балахнинском ЦБК был введен цех с двумя линиями по производству беленой ХТММ из щепы хвойных и лиственных пород древесины на базе комплексного оборудования фирмы «Сундс Дефибратор» (Швеция). Каждая линия оснащена контрольно-измерительными приборами и системами автоматики, обеспечивающими дистанционное и автоматизированное управление технологическим процессом. Проектная мощность составляет 200 тыс.т. беленой ХТММ в год при расчетной производительности до 720 т/сут.

На заводах по производству ХТММ из древесины хвойных пород щепу предварительно обрабатывают сульфитным щелоком, пропаривают в течение 10 мин, затем пропитывают раствором сульфита натрия (в количестве 1—5% от массы щепы) при pH 9—12, подогревают в течение 2—5 мин при температуре 120—135°C и далее подвергают рафинированию. Выход небеленой ХТММ составляет 91—96% в зависимости от технологии химической обработки.

При получении ХТММ из древесины лиственных пород для пропитки, кроме сульфита натрия, используют щелочь, что способствует наиболее интенсивному набуханию волокон перед рафинированием. Пропитка раствором сульфита натрия производится в количестве 3%, щелочи 1-7% от массы щепы. Массу подогревают в течение 5 мин при температуре 60-120°C и далее рафинируют. Выход небеленой ХТММ составляет 88-95%.

Производство ХТММ позволяет использовать различное сырье (лиственные и хвойные породы древесины, включая отходы лесопиления) при снижении загрязнения окружающей среды. При этом достигаются высокие физико-механические показатели готовой продукции. Процесс ХТММ позволяет производить высококачественную волокнистую массу для изготовления газетной, писчей, печатной, санитарно-гигиенической бумаги и картона.

По данным фирмы «Сундс – Дефибратор» (Швеция), удельный расход энергии на производство ТММ и ХТММ на современных установках сократился в два раза по сравнению с первыми установками.

Способ снижения расхода энергии при получении ТММ из щепы предложен японскими исследователями. Размол производится при низкой концентрации (3%) с использованием дисков, имеющих вместо стальной

гарнитуры абразивную поверхность. Это приводит к увеличению количества размалывающих элементов на поверхности диска и улучшению свойств полуфабриката за счет сравнительно «мягкого» воздействия дисков на древесное сырье в процессе размола. Отмечается исключительно низкое содержание костры в полуфабрикате при использовании абразивной гарнитуры.

2. Схемы производства термо- и химико-термомеханической древесной массы из щепы

Технологический процесс и оборудование для производства термомеханической древесной массы из щепы ели, сосны и их смеси, а также осины и тополя разработаны фирмой «Дефибратор» (Швеция) под руководством доктора Асплунда. На предприятии «Рокхаммер» (Швеция) работает завод, выпускающий древесную массу для газетной бумаги по указанному технологическому процессу с использованием оборудования этой же фирмы (рис.2.1) Из промывочного аппарата, не показанного на схеме, щепа попадает в бункер, а из него через трубу для пропарки она направляется в конический шнековый питатель, в котором щепа образует плотную пробку противодействующую давлению внутри варочного котла. Из питателя щепа попадает во встроенный и наполненный водой котел для пропитки, подается по нему вверх с помощью двух шнеков и падает через верхний край цилиндра в паровое пространство варочного котла непрерывного действия. Уровень щепы в котле поддерживается с помощью регулятора. Дно варочного котла присоединено к дефибратору, на котором осуществляется предварительный размол щепы. Диаметр размалывающих дисков дефибратора 1080 мм, частота вращения диска 1500 мин^{-1} , мощность приводного двигателя 1000 кВт, но может быть установлен и двигатель мощностью 1500 кВт. Из дефибратора масса по трубопроводу выдувается внутренним давлением в котле и дефибраторе в циклон со шнеком. В циклон может подаваться вода для доведения массы до необходимой концентрации. В случае же необходимости сгущения массы первоначально была предусмотрена установка пресса типа ДКР, из которого масса поступала в бассейн с мешалкой. В дальнейшем пресс ДКР и бассейн из схемы были исключены. Из циклона масса поступает на первую, а затем на вторую ступени размола, для которых используются рафинеры фирмы «Дефибратор» с одним вращающимся диском диаметром 1080 мм.

После второй ступени размола древесная масса подается на сортирование и очистку в центриклинерах.

Со времени пуска в эксплуатацию первой установки промышленного типа по производству ТММ в 1964 году фирмой «Бьорка АВ» (Швеция)

способ Асплунда претерпел ряд существенных изменений. Принципиальная схема промышленного производства ТММ по усовершенствованной технологии показана на рис. 2.2 и рис. 2.3.

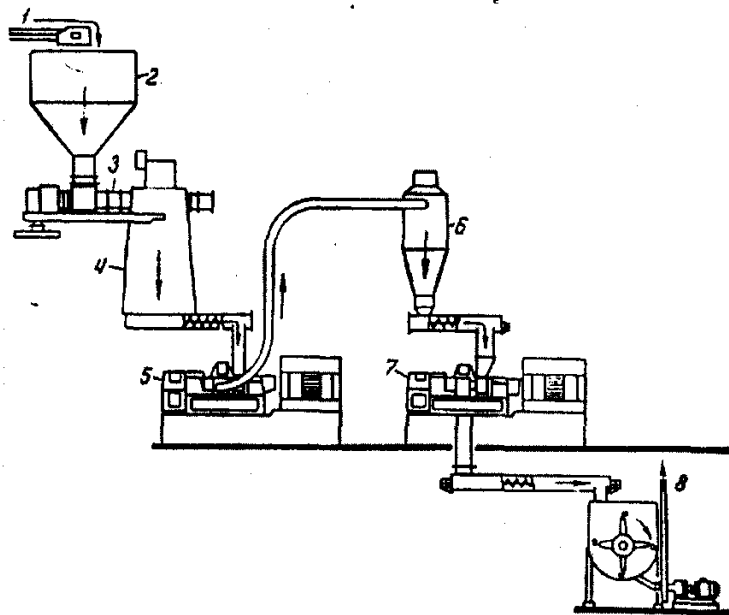


Рис. 2.1. Схема установки для производства термомеханической древесной массы из щепы по методу Асплунда фирмы «Дефибратор»:
1 - бункер для щепы; 2 - труба для пропарки щепы, 3 - шнековый питатель типа «Прекс»; 4-встроенный котел для пропитки; 5-варочный котел непрерывного действия; 6-регулятор уровня щепы; 7-дефибратор; 8 - циклон со шнековым транспортером; 9-пресс; 10-бассейн; 11-рафинеры фирмы «Дефибратор» первой и второй ступени размола; 12-массный бассейн с мешалкой.

Щепа после промывки (рис.2.2), в процессе которой удаляются инородные включения, выгружается в бункер, транспортируется шнековым питателем в пропарочную камеру и после размола под давлением выдувается в циклон. В нижней части циклона масса разбавляется до концентрации 25% , после чего транспортируется на вторую ступень размола под атмосферным давлением и выгружается в бассейн.

Разбавленная масса (рис.2.3) транспортируется насосом к сортировкам, после чего нагнетается к трехступенчатой системе вихревой очистки, а затем направляется к сгустителям. Отходы очистки третьей ступени промываются в устройстве для улавливания волокон и их пучков, а также удаления остатков коры и песчинок.

Отходы сортирования и очистки сгущаются до концентрации 20-25% и размалываются в дисковой мельнице, после чего соединяются с размолотой массой, которая затем направляется на повторное сортирование.

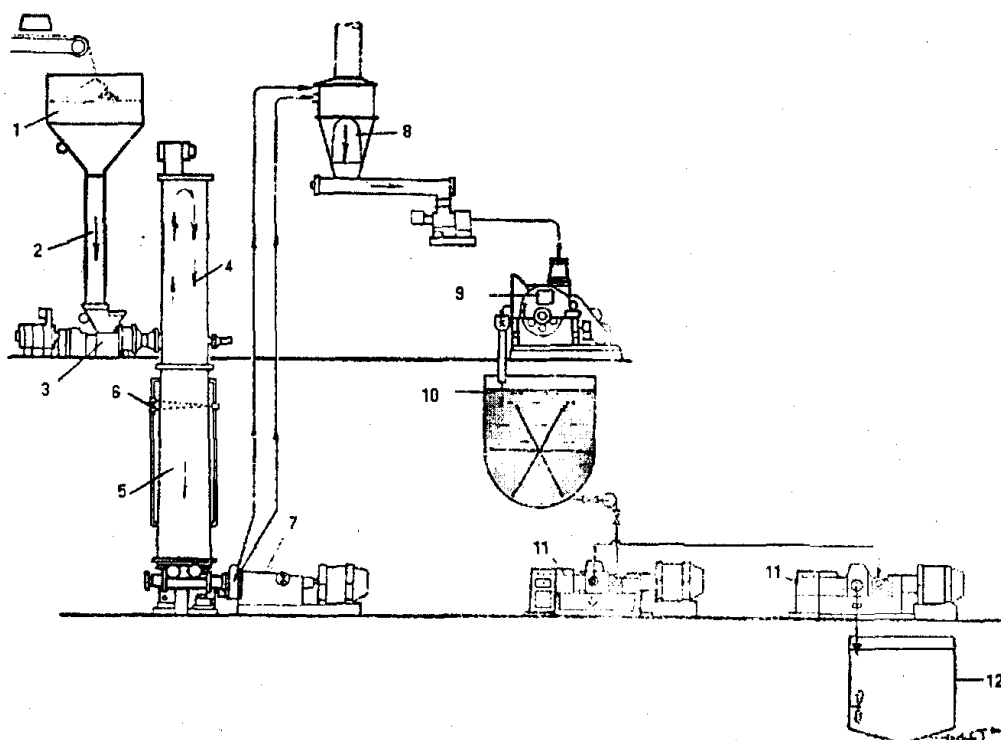


Рис. 2.2. Принципиальная схема промышленного производства ТММ по усовершенствованной технологии:

1 - щепа после промывки; 2 - бункер; 3 - шнековый питатель; 4 - пропарочная камера; 5 - первая ступень размола под давлением; 6 - циклон; 7 - вторая ступень размола под атмосферным давлением; 8 - размолотая масса, идущая на сортирование.

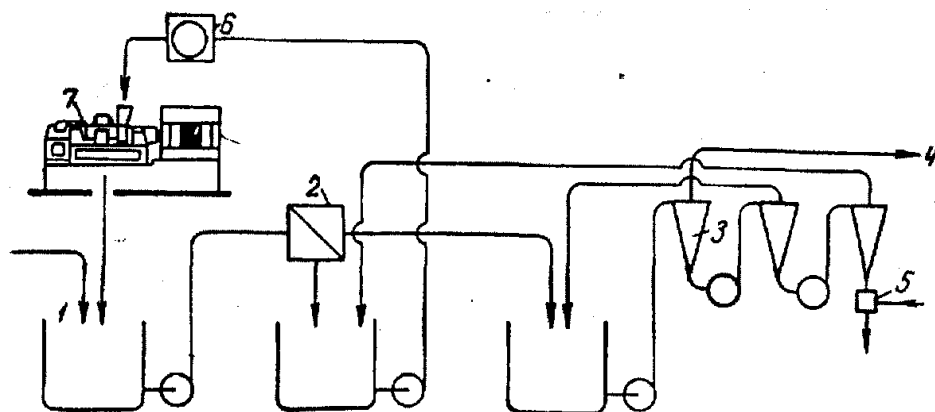


Рис. 2.3. Принципиальная схема промышленного производства ТММ по усовершенствованной технологии после сортирования:

1 - размольная масса; 2 - сортировки; 3 - трехступенчатая вихревая очистка; 4 - сгустители; 5 - массоловушка; 6 - сгуститель отходов; 7 - дисковая мельница для размола отходов.

В зависимости от требований, предъявляемых к качеству массы и виду конечной продукции, могут быть предусмотрены дополнительный размол, отдельное сортирование и очистка отходов, отдельный размол отходов после очистки и др.

Технологическая схема производства ТММ фирмы «Гота Целлюлоза» с учетом производственных мощностей дана на рис. 2.4.

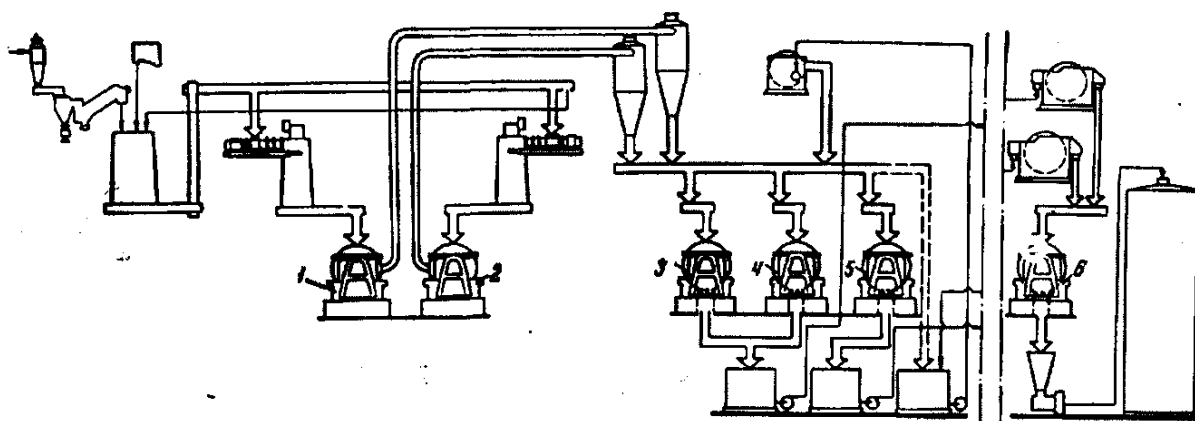


Рис.2.4. Технологическая схема производства ТММ
фирмы «Гота Целлюлоза»:

1, 2 - дисковые мельницы первой ступени размола; 3, 4 - дисковые мельницы второй ступени размола; 5- вспомогательная мельница, используемая на второй ступени размола и для размола отходов; 6-дополнительный размол.

Срок службы гарнитуры на первой ступени размола и обработки отходов сортирования и очистки составляет 1000-1500 ч. Сегменты гарнитуры систем второй ступени размола, изготовленные из никелевого сплава, могут служить в среднем 700-800 ч.

Фирма выпускает широкий ассортимент продукции, включая газетную и санитарно-бытовую бумагу, картон, изделия из бумажного литья.

Перспективна одноступенчатая схема получения ТММ, обеспечивающая большую сохранность волокна, позволяющая снизить удельный расход энергии и использовать стандартные системы размола под атмосферным давлением.

При этом способе, внедренном на предприятии «Ортвикен» (рис.2.5.) фирмы «Свенска Целлюлоза АВ», щепа после пропарки в горизонтальной трубе в течение 2 - 3 мин. при температуре 130 -135°С направляется дозатором роторного типа в циклон после снятия давления, где пар отделяется от щепы при температуре 100°С для дальнейшей ее

транспортировки наклонным шнеком к дисковой мельнице для размола под атмосферным давлением. Пар, отведенный в циклон, возвращается в бункер для предварительного нагрева щепы.

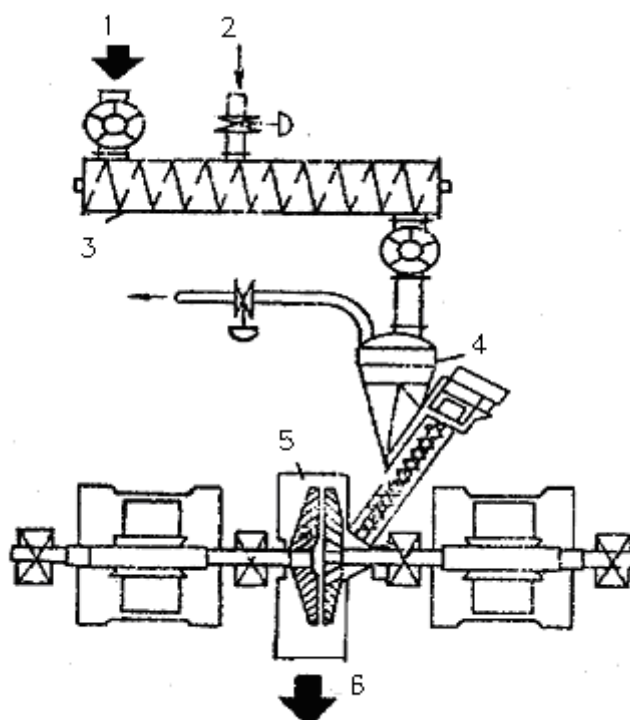


Рис.2.5. Схема получения ТММ по одноступенчатому способу:
1 - щепа; 2 - пар; 3 - пропарочная камера; 4 - циклон; 5 - двухдисковая мельница; 6 - на сортирование.

Масса, полученная этим способом, характеризуется очень низким содержанием костры и однородностью качества, и используется для производства картона. При этом исключается необходимость очистки после сортирования.

Двухступенчатая система Тандем (рис.2.6.), разработанная фирмой «Юльхаваара», заключается в двухступенчатом размоле щепы, при котором обе ступени размола проводятся под давлением. Такая технология процесса размола улучшает прочностные показатели массы и снижает содержание костры. Понижение белизны и непрозрачности полуфабриката компенсируется уменьшением температуры подогрева щепы. Важным достоинством этой системы является возможность довести количество вторичного пара до 80% от энергии, затраченной на размол. При удельном расходе энергии 2 Мвт количества тепла, выходящего из установки составляет 5,8 ГДж/т.

Система Тандем работает на ряде заводов по производству ТММ для печатных видов бумаги. Типичной является установка завода Ямсенкоски

(Финляндия), где вырабатывается суперкаландрированная книжно - журнальная бумага.

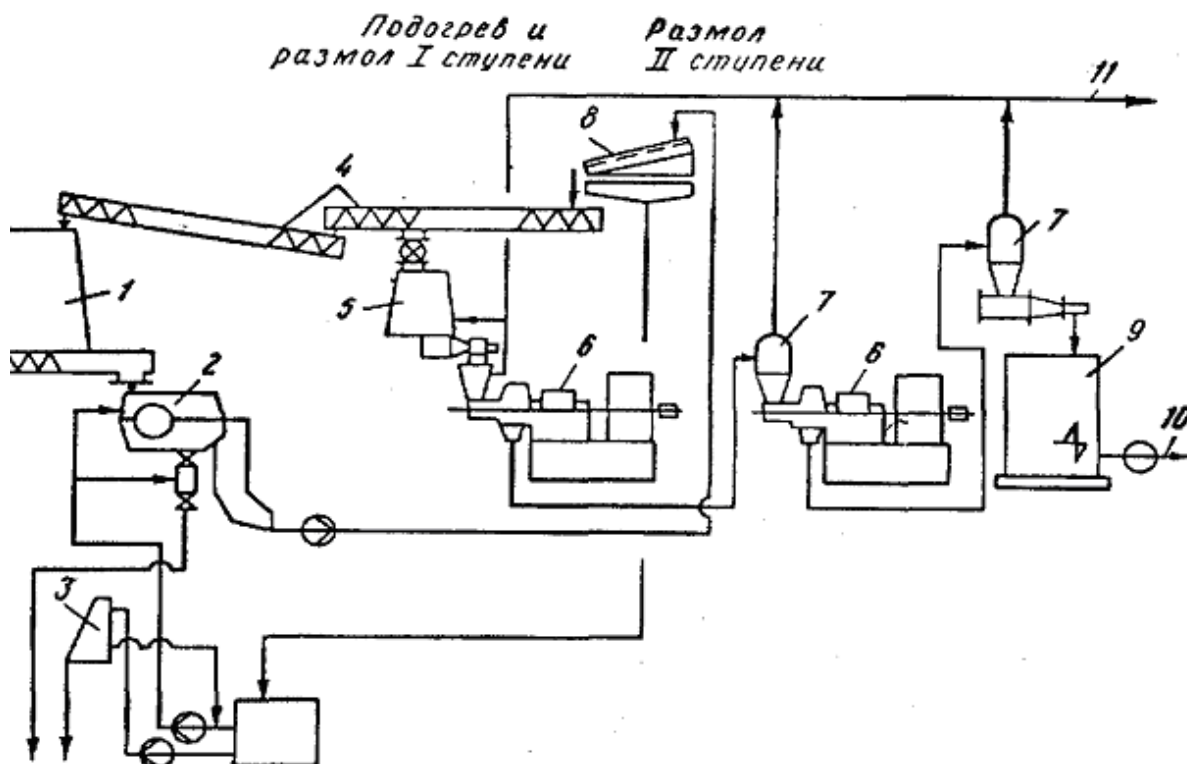


Рис. 2.6. Система Тандем:

1 - бункер щепы; 2 - промывка щепы; 3 - дренирующее сито; 4 - винтовые конвейеры; 5 - подогреватель; 6 - рафинеры; 7 - циклон; 8 - дренаж; 9 - массный бассейн; 10 - масса на сортирование; 11 - вторичный пар в регенерацию тепла.

Первая ступень размола оборудована бункером с подвижным дном емкостью 50 м, из которого щепа через шаровой клапан поступает в вертикальный подогреватель. В нем щепа выдерживается в течение 2-3 мин под давлением 60-100 кПа. Затем щепа подается под давлением 100-110 кПа в рафинер с помощью двигателя 6,5 МВт. На выходе из рафинера давление составляет 270-280 кПа.

Масса из рафинера первой ступени выдувается в паровой циклон и из него поступает под давлением 250 кПа в рафинер второй ступени размола, имеющего двигатель мощностью 5 МВт.

На выходе из рафинера второй ступени поддерживается давление 300-310 кПа. После отделения пара в циклоне масса разбавляется до концентрации 2,5% и перекачивается в бассейн для снятия латенсии.

Потребление энергии на установке Тандем завода Ямсенкоски составляет 2050 кВт*ч/т. Пар, образующийся на первой ступени размола с

давлением 100 кПа, используется для подогрева щепы и получения теплой воды для бумажного производства. Пар со второй ступени размола имеет давление 250 кПа. Он после промывки поступает в выпарную установку пленочного типа, где испаряет конденсат бумагоделательной машины. Конденсат, поступающий с бумажной фабрики, подогревается с 95 до 125–135°C в водно-паровом теплообменнике. В расходном резервуаре перед выпарной установкой температура конденсата поддерживается на постоянном уровне путем подачи свежего пара. Образующийся в выпарной установке свежий пар имеет давление 220-230 кПа и используется для сушки бумаги.

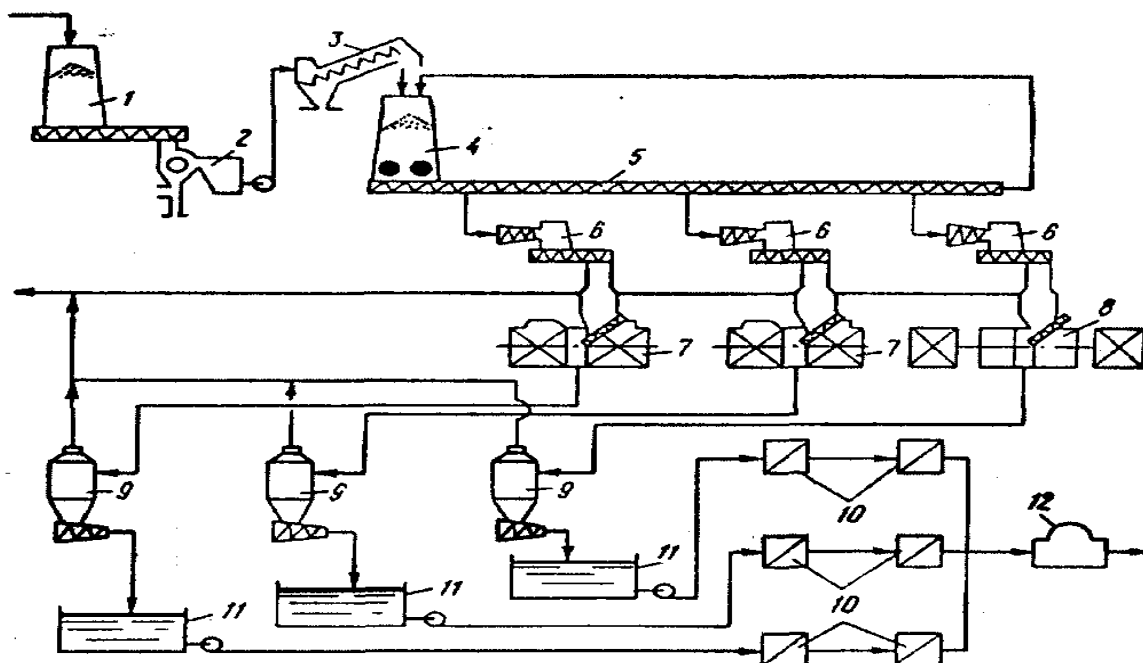


Рис. 2.7. Схема установки ТММ бумажной фабрики Ортвикен: 1 - бункер для щепы; 2 - промывка щепы; 3 - обезвоживающий винтовой пресс; 4 - пропарочный бункер; 5 - питающий винтовой конвейер; 6 - подогреватели; 7 - рафинеры; 8 - рафинер; 9 - циклоны; 10 - напорные сортировки; 11 - бассейн для снятия латенсии; 12 - сгуститель.

На рис.2.7 показана типичная схема одноступенчатого размола, функционирующего на заводе Ортвикен (Швеция) для производства газетной бумаги.

Сравнение качества массы, получающейся при двухступенчатом и одноступенчатом размоле, показывает, что в первом случае она содержит меньше костры и при равной прочности имеет большую непрозрачность. Двухступенчатая система размола обеспечивает меньший расход энергии. Вместе с тем одноступенчатая система имеет ряд преимуществ перед

двухступенчатой: выход и белизна массы несколько выше; каждый рафинер в одноступенчатой системе представляет собой законченную функциональную единицу (в многоступенчатой системе для замены размольных сегментов в одном рафинере оператору приходится останавливать несколько рафинеров и эффективность работы установки в целом падает); система более легко управляемая.

3. Размалывающее оборудование

В целлюлозно-бумажной промышленности в настоящее время для производства полуфабрикатов высокого выхода используются три типа рафинёров-однодисковый, двухдисковый и сдвоенный.

Однодисковый рафинёр имеет один вращающийся диск и один неподвижный (статор). У рафинёров системы Асплунд (рис.3.1,а) приводной вал проходит через статор, со стороны которого расположены упорные подшипники. Подача щепы в рафинёр осуществляется через статор шнеком, расположенным на приводном валу. В рафинёрах системы Спроут-Вальдрон, Юльхаваара (рис.3.1,в) упорные подшипники расположены между ротором и двигателем, а подача щепы производится через статор с помощью шнека, имеющего отдельный двигатель.

Двухдисковые рафинёры системы Бауэр, Сунд (рис.3.1,а, б) имеют два вращающихся диска, каждый из которых приводится отдельным двигателем. Загрузка рафинёра производится через один из вращающихся дисков наклонным винтовым конвейером.

Сдвоенный рафинёр системы Спроут-Вальдрон состоит из одного, вращающегося между двумя статорами, диска, имеющего гарнитуру с обеих сторон. Питание осуществляется винтовыми конвейерами через неподвижные диски (рис.3.1,г).

При конструировании рафинёров большой единичной мощности необходимо решать ряд сложных технических проблем, главными из которых являются:

- определение оптимальной площади дисков;
- удаление из размольной камеры образующегося пара;
- обеспечение параллельности дисков, выбор упорных подшипников;
- локализация центробежных сил.

Площадь дисков рафинера зависит от нагрузки. Чем выше нагрузка двигателя рафинёра и больше создаваемые усилия, тем большую площадь должны иметь диски. Соотношение установленной мощностью двигателя и площадью дисков определяет интенсивность размола. При этом с увеличением интенсивности размола доля длинных волокон в получаемой

массе сокращается из-за возрастания разрушающих воздействий на волокно.

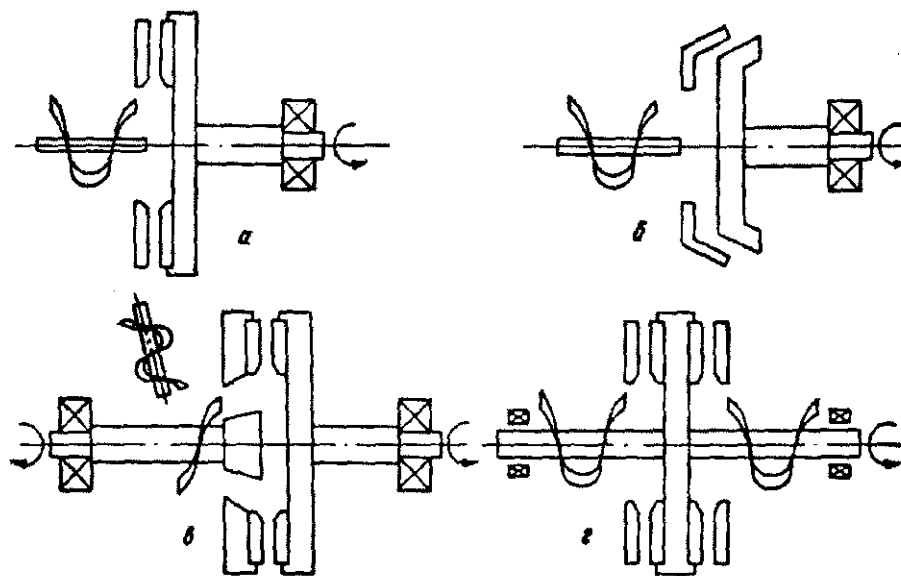


Рис.3.1. Типы промышленных рафинёров: а - однодисковый;
б - конический; в - двухдисковый; г – сдвоенный

В зоне размола образующийся пар имеет наибольшее давление, причём он стремится на выход как навстречу поступающему сырью, так и вместе с удаляемой массой. Конструкция рафинёра должна обеспечивать удаление парового противотока таким образом, чтобы он не нарушал нормального поступления щепы на размол.

Обеспечение постоянной параллельности дисков, т.е. исключение их изгиба, определяет нагрузку рафинёра и стабильность его работы, что является чрезвычайно важным для качества массы.

Для того чтобы нагрузить рафинёр, необходимо создать нагрузку на размалываемый материал. Осевые усилия, возникающие в крупных рафинёрах, достигают 60 т. Для их поглощения используются сложные по конструкции и дорогостоящие упорные подшипники со специальной масляной системой для их охлаждения.

Величина центробежных сил, действующих на вал и диски, прямо пропорциональна радиусу диска и его скорости. При конструировании рафинёров эту величину стремятся свести к минимуму.

3.1. Однодисковые рафинёры

К однодисковым рафинёрам относится рафинер системы Асплунд. Конструкция рафинёров Асплунд основана на использовании чистого вращения горизонтального вала. Чистое вращение является простым видом

движения и не вызывает проблем с динамической точки зрения. Оно позволяет создать надёжную конструкцию, обеспечивающую оптимальное дисков рафинёра и наибольшую прочность. Горизонтальное расположение вала способствует равномерной подаче исходного материала непосредственно в размольную зону. Для привода используется отдельный двигатель специальной конструкции.

В это типе рафинёра размол осуществляется между неподвижным и вращающимся дисками. Рафинёры КБР508 и КБР54/588 изготавливаются для рабочего давления 0,45 МПа. Разгрузка массы производится через выдувные клапаны, расположенные на боковых поверхностях корпуса рафинёра. Эти рафинёры устанавливаются на второй ступени размолы и рассчитаны на работу при атмосферном давлении. В связи с этим они оснащаются упрощёнными уплотнительными устройствами, а выгрузка массы происходит через большое отверстие в днище корпуса рафинёра.

Шнек для подачи щепы в зону размолы охватывает главный вал и приводится во вращение отдельным редукторным двигателем через цепную передачу. Поток щепы к шнеку регулируется таким образом, чтобы он был лишь частично заполнен поступающим материалом с целью свободного выхода пара, образующегося при рафинировании. Это обеспечивает высокую точность рафинирования и создаёт определённую приспособляемость агрегата в части предотвращения повреждений при попадании посторонних включений в зазор между дисками.

Гидравлическое давление в системе установки дисков передаётся валу с помощью комбинации осевого и радиального подшипников, которые оборудованы с обеих сторон ротора гидроцилиндрами. Последние обеспечивают распределение осевого усилия при рафинировании. Для смазки подшипников предусмотрены встроенная система охлаждения и фильтрующие масла.

Размалывающая поверхность дисков разделена на две независимо регулируемые зоны. Кроме устройства регулирования наружной зоны, предусмотрено также устройство для регулирования зазора внутренней зоны. Для разбавления и охлаждения между двумя зонами предусмотрена подача воды. Рафинёры описанной конструкции устанавливаются на железобетонных фундаментах с виброизоляцией, служащих основанием и для самого рафинёра, и для приводного двигателя. Привод рафинёра осуществляется стандартным электродвигателем через промежуточный вал и две скользящие в осевом направлении зубчатые муфты. Такая конструкция позволяет выбирать любую марку и тип двигателя, устанавливать его в отдельном помещении, быстро заменять двигатель при выходе его из строя.

Основные технические характеристики однодисковых рафинёров типа КО и КБ системы Асплунд, выпускаемых фирмой «Сундс-Дефибратор», приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1.

Основные технические характеристики рафинёров,
выпускаемых фирмой «Сундс-Дефибратор»

Показатель	Тип рафинёра			
	КО P42	КБР5 08	КЕ P548	МР5 88
Диаметр размалывающих дисков, мм	10 70	1270	137 0	1470
Мощность двигателя,	25	4500	650	9000
Частота вращения,	18	1800	180	1800

Рафинёр КСР60, выпускаемый фирмой «Сундс-Дефибратор», является дальнейшим развитием однодисковых рафинёров. Модель КОР60 снабжена диском диаметром 1500 мм с приводным двигателем 8-10 МВт и частотой вращения диска соответственно 1500 и 1800 мин⁻¹. Рафинёр этой серии оборудован сенсорной системой управления. Назначение её - непрерывное поддержание зазора между дисками независимо от температуры и степени износа сегментов в пределах 1-100 мм. Оно также исключает контакт между рабочими поверхностями дисков. При этом обеспечивается постоянство параметров входной мощности, количества воды для разбавления и давления пара в течение всего процесса. Восемь рафинёров с двигателями 8 МВт этого типа для производства ХТММ из хвойной и лиственной древесины, используемой в производстве книжно-журнальной бумаги, и рафинёров на Балахнинском ЦБК для производства ТММ и ХТММ для газетной бумаги.

Первая установка по производству ТММ, пущенная в эксплуатацию в 1968г на заводе Ракхамер (Швеция), была оборудована рафинёром КОР42 с диском диаметром 1070 мм и мощностью двигателя 2,5 МВт. В последующие годы развитие новых конструкций рафинёров шло по пути создания агрегатов с большим диаметром диска и с мощными двигателями. Однако эта тенденция привела к созданию машин с большой окружной скоростью дисков, что резко повысило требование к конструкции рафинёров и материалам, идущим на его изготовление.

В результате многолетних исследований фирмой «Сундс-Дефибратор» создана новая модификация однодискового рафинёра КОР70СО, в котором размольный узел состоит из внутренней и наружной зон размола (рис.3.1,б). Наружная зона размола шириной 25,4 мм направлена к внутренней зоне под углом 75° , образуя коническую поверхность рафинирования по отношению к ротору. Благодаря такой конструкции, рафинёр КОР70СО при диаметре диска 1480 мм располагает рабочей поверхностью эквивалентной поверхности плоского диска диаметром 1778 мм. Это позволяет увеличивать давление размола в таких рафинёрах по сравнению с давлением размола в рафинёрах традиционного типа при неизменной осевой нагрузке. Кроме того, благодаря меньшей окружной скорости в связи с исключением ускорения массы сокращается расход энергии. Каждый рафинёр имеет свою собственную камеру для предварительной пропарки щепы и свой собственный циклон для выгрузки массы, находящейся под давлением. Рафинёры оборудованы боковыми питателями и сдвоенными винтовыми конвейерами, открытое устройство которых не препятствует подаче щепы при одновременном противотоке пара, выходящего из зоны размола рафинёра. Специальные отверстия в циклонах позволяют получать образцы массы из каждого рафинёра и объективно сравнивать качество массы. ТММ, выходящая из циклонов, соединяется и после обработки в бассейне для снятия латенсии проходит сортирование и очистку в зоне сортирования вместе с ТММ, полученной на старой двухступенчатой установке.

Рафинёр КСР76СП является результатом дальнейшего развития идеи конического рафинирования в однодисковых рафинёрах.

Эквивалентный диаметр рафинёра составляет уже 1930 мм, мощность двигателя до 19,4 МВт, а производительность до 200 т/сут. Первый образец нового агрегата единичной производительностью 180 т/сут при мощности двигателя 18МВт установлен на заводе Кварнсверден (Швеция). Расчётное давление в корпусе этого рафинёра составляет 0,8 МПа.

Рафинёры (36, 42, 45, 50)/1В производятся фирмой «Споут-Вальдрон» и используются для установок небольшой мощности. Основание рафинёра и верхний хомутообразный брус образуют жесткую единую конструкцию, которая обеспечивает стабильность положения размалывающих поверхностей при любых нагрузках. Размалывающая камера рафинёра состоит из двух частей. Статор вмонтирован в откидывающуюся часть, которая крепится к основному корпусу с помощью шарнирных болтов. Это обеспечивает легкую смену гарнитуры.

В модели 42/1В осевую нагрузку несёт упорный подшипник, а радиальную - сферические роликовые подшипники. В основание рафинёра

вмонтированы система масляной смазки подшипников, состоящая из теплообменника, фильтра и датчика, сигнализирующего об уменьшении подачи масла.

Для данных рафинёров используются синхронные двигатели с энергетическим фактором 0,8-1 или индукционные электродвигатели. В стандартной конструкции предусмотрено самовентилирование двигателей.

Для подачи щепы в рафинёрах данного типа применяются ленточно-винтовые питатели, которые обеспечивают отвод пара. Эти питатели снабжены двигателями мощностью 3,75 кВт с ремённым приводом. Для рафинёров второй ступени размол подача массы осуществляется или через штуцер, или специальным конвейером, оснащённым датчиком нагрузки, регулирующим расстояние между дисками.

На установке ТММ предприятия Hallsta (Швеция) была запущена в эксплуатацию первая дисковая мельница типа «CD» (Conical disk-конический диск) фирмы Sunds Defibrator. Дисковая мельница имела обозначения RLP 70 CD. Позднее, конструктивные особенности данной мельницы были перенесены на аппараты новой серии, первым в которой являлся RGP 60.

Первая дисковая мельница данной серии RGP 70 CD установлена на предприятии Norske Skog (Норвегия).

Дисковая мельница RGP 70 CD (рис. 3.2.) отличается от мельницы RGP 60 формой дисков. Диск имеет кроме плоской коническую зону размол, расположенную под углом к плоской зоне.

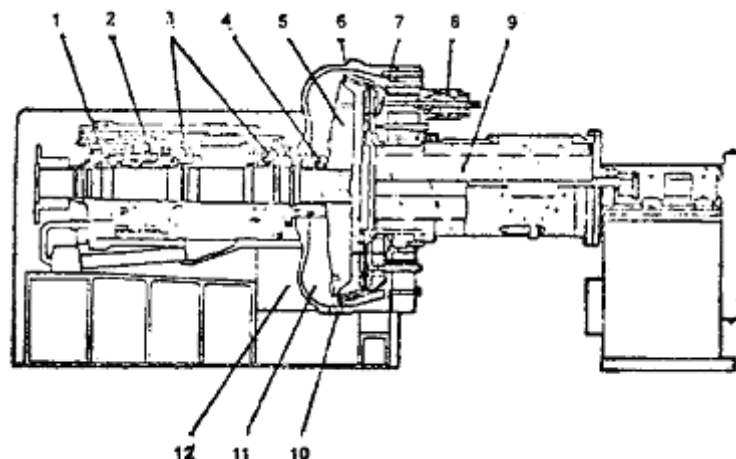


Рис 3.2. Дисковая мельница RGP 70 CD:

1 - задняя несущая конструкции; 2 - клапан для создания предварительного давления; 3 - передняя несущая конструкция; 4 – наполняющаяся емкость; 5 - ротор с размывающимися сегментами; 6 – кожух; 7 – статор; 8 - оборудование для управления статором; 9 - винтовой питатель, 10 - нижнее выпускное отверстие; 11-выход массы; 12 - удаление пара

Дисковые мельницы RGP 60 являются основными агрегатами установок по производству ХТММ на АО «Волга» Балахнинский ЦБК.

Необходимость создания дисковых мельниц с плоскоконической формой обусловлена затруднениями при использовании плоских дисков диаметром (70 дюймов). Дисковая мельница RGP 70 CD имеет активную площадь размалывающей поверхности эквивалентной площади размола мельницы с диском диаметром 1770 мм и тангенциальную скорость вращения периферии диска лишь незначительно превышающую величину для мельницы RGP 60 с плоским диском диаметром 1500 мм

3.2. Двухдисковые рафинёры

Рафинёры K8B, K8A разработаны фирмой «Сунд» (Швеция). В размалывающей камере рафинёра расположены два, вращающиеся в разные стороны, диска, каждый из которых приводится в действие от индивидуального электродвигателя. Загрузка щепы в зону размола осуществляется с помощью наклонного винтового конвейера. Корпус рафинёра сконструирован таким образом, что вода определённой температуры циркулирует через все несущие полые балки и торцевые элементы станины. Это позволяет станине сохранять геометрические параметры даже в нерабочем состоянии рафинёра. Проверка и регулировка могут выполняться при рабочей температуре, что, несомненно, является большим преимуществом. Рафинёр достигает оптимального рабочего состояния очень быстро после запуска, т.к. температура поддерживается на определённом уровне.

Упорными подшипниками, воспринимающими большие осевые нагрузки, служат специально сконструированные подшипники скольжения блочного типа. Кроме способности воспринимать очень большие осевые нагрузки подшипники этого типа обладают также свойствами, помогающими достичь стабильной работы рафинёра. Сконструированный с учётом требования обеспечить наилучшие условия труда данный рафинёр с его гидросистемой оснащён средствами звукоизоляции, позволяющими ограничить уровень шумов в пределах рекомендуемых норм. Поскольку электродвигатели оснащены замкнутыми системами охлаждения, тепловые воздействия и потоки воздуха от двигателей полностью исключены. В настоящее время фирма «Сундс-Дефибратор» изготавливает рафинёры K8A трёх типоразмеров, отличающихся диаметром диска, мм (числитель) и мощностью двигателя, кВт (знаменатель):

K5A-1000	1050/(2-1100)	K8A-1300	1330/(2-2200)
K8B-1300	1330/(2-3300)	K8A-1500	1470 / (2-3700)

Рафинёр КСР650П создан фирмой «Сундс-Дефибратор» в развитие технологии отработанной на рафинёрах серии K8A и K5B. Особенностью

его является то, что в нём на 70% использованы части и узлы идентичные узлам однодисковых рафинёров КСР60.

Масса, полученная в однодисковом рафинёре, содержит больше длинных волокон, чем масса от двухдискового рафинёра. Этим объясняется большая плотность и непрозрачность последней, а также разница в величине коэффициента сопротивления раздиранию. Удельный расход энергии при одинаковой прочности полуфабриката несколько ниже для двухдисковых рафинёров, чем для однодисковых.

3.3. Сдвоенные рафинёры

Такой тип рафинёра (см. рис.3.1,г) оборудован одним, вращающимся между двумя статорами, диском, который имеет размалывающую гарнитуру с обеих сторон. Это обеспечивает большую рабочую площадь диска при приемлемом его диаметре. В результате уменьшения интенсивности размола увеличивается зазор между размалывающими поверхностями, сокращаются разрезающие усилия и возрастает доля длинного волокна.

Сравнение интенсивности размола в сдвоенном рафинёре (Твин-58) и однодисковом рафинёре приведено ниже.

Установленная мощность, МВт	15/8
Площадь размола, м ²	2,54 /1,3
Интенсивность размола, МВт/м ²	5,9 / 6,2

Противоток пара в сдвоенном рафинёре проходит через два шнека, прикреплённых к каждой стороне ротора. Конструкция шнека позволяет направлять волокнистый материал к стенкам канала питателя и пар имеет свободный проход через отверстие вдоль вала. Пар выходит из шнека, не унося с собой волокон. Это в сочетании с высокой скоростью шнека (той же, что и у рафинёра) делает шнек очень эффективным разделителем волокон. Содержание волокон в противотоке пара низкое даже тогда, когда объём пара значительный. Это позволяет работать при высокой концентрации и с большим удельным расходом энергии.

Существенным достоинством сдвоенного рафинёра является отсутствие упорных подшипников. Благодаря тому, что он имеет две зоны размола, общая гидравлическая система усилия от нагрузки одинакова в обоих направлениях. В этом случае чистая осевая нагрузка в рафинёре равна нулю.

Конструкция сдвоенного рафинёра позволяет работать при концентрации массы до 50%. Это особенно важно для второй ступени размола с целью увеличения содержания длинноволокнистой фракции. При указанной концентрации получаемая масса обладает одновременно высокими прочностью на разрыв и сопротивлению раздиранию. Такая

концентрация массы позволяет использовать для разбавления воду с более высокой температурой, что способствует увеличению степени регенерации тепла. По данным фирмы «Спроут-Вальдрон», при использовании сдвоенного рафинёра регенерируется пара на 20% больше, чем в случае применения однодисковых и двухдисковых рафинёров.

Если в рафинёрах других типов используется принцип постоянного зазора, то в сдвоенном рафинёре применён принцип постоянной нагрузки. При этом происходит саморегулирование работы рафинёра. Сдвоенный рафинёр оборудован тремя независимыми системами защиты: сигналом тревоги от загрузочного конвейера; детектором вибрации, установленном на диске рафинёра; датчиком линейного смещения напряжения, который измеряет точное расстояние между дисками.

Выпускаются три разновидности сдвоенного рафинёра. Модель 45 оборудована дисками диаметром 45", имеет мощность двигателя 6500 кВт. Модель 50 оборудована дисками диаметром 50", имеет мощность двигателя 10000 кВт. В модели 58/60 диаметр дисков 60", а двигатель рассчитан на максимальную мощность 16000 кВт.

Общей тенденцией для всех изготовителей является стремление увеличить единичную мощность агрегата. Самый крупный рафинёр фирмы «Сундс-Дефибратор» РСР76СО работает на предприятии Кварнсведен (Швеция) и предназначен для производства ТММ для газетной бумаги. Мощность двигателя у этого рафинёра 27 МВт, а производительность 300 т/сут. Фирма «Юльхаваара» изготовила рафинёр типа С-90 с мощностью двигателя 20,1 МВт. Рафинёр типа НХ064 имеет мощность двигателя 22,4 МВт и производительность 230-270 т/сут. Рафинёр имеет две независимые зоны размола с промежуточным отбором пара.

В новом рафинёре НХ064 щепа подаётся в первую зону размола, образуемую статором и одной из сторон роторного диска, где щепа размалывается и затем выдувается в циклон для удаления пара. Частично размолотая масса затем поступает во вторую зону размола, где она размалывается до требуемого уровня садкости. Каждая зона размола контролируется и управляется самостоятельно.

4. Расчет конструктивных параметров рафинера

Диаметр гарнитуры рафинера

$$D = \frac{10(b + \delta)}{(1 + k)\pi} \sqrt[3]{\frac{1 + k}{1 - k} \cdot \frac{20 \cdot \pi \cdot Q_c \cdot \Delta^0_{ШР} \cdot A_0 \cdot \sin \alpha}{B_S \cdot \psi \cdot n \cdot (b + \delta)}}, \text{ м}$$

где b – расстояние между ножами гарнитуры;

δ - толщина ножей;

k - отношение малого диаметра гарнитуры d к большому D ;

При расчетах можно принять:

для конической мельницы: $\delta = (4 \div 6) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $b = (8 \div 10) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
 $k = (0,5 \div 0,6)$;

для дисковой мельницы: $\delta = (3 \div 5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $b = (5 \div 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
 $k = (0,25 \div 0,5)$;

Q_c - производительность мельницы тонн абсолютно сухого волокна в сутки (твс/сут);

$\Delta^0 \text{ШР} = {}^0 \text{ШР}_{\text{вых}} - {}^0 \text{ШР}_{\text{вх}}$ - прирост степени помола;

${}^0 \text{ШР}_{\text{вх}}$ - начальная и ${}^0 \text{ШР}_{\text{вых}}$ конечная степени помола массы в градусах Шоппер-Риглера. Для щепы ${}^0 \text{ШР}_{\text{вх}} = 4 {}^0 \text{ШР}$;

A_0 - удельный полезный расход энергии.

Можно принять: для небеленой хвойной сульфитной целлюлозы

$A_0 = (7 \div 10) \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{т} \cdot {}^0 \text{ШР}}$ (в диапазоне степени помола от 15 до $60 {}^0 \text{ШР}$); для

небеленой хвойной сульфатной целлюлозы $A_0 = (14 \div 16) \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{т} \cdot {}^0 \text{ШР}}$

(в диапазоне степени помола от 14 до $30 {}^0 \text{ШР}$); и $A_0 = (5 \div 7) \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{т} \cdot {}^0 \text{ШР}}$

(в диапазоне степени помола от 30 до $60 {}^0 \text{ШР}$); для щепы

$A_0 = (20 \div 25) \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{т} \cdot {}^0 \text{ШР}}$;

α - угол конусности мельницы (для дисковой мельницы $\alpha = 90^\circ$ и $\sin \alpha = 1$);

B_s - удельная нагрузка на кромки ножей, Дж/м;

ψ - отношение числа ножей статора и ротора (в большинстве случаев $\psi = 1$);

n - частота вращения ротора, мин^{-1} ;

5. Расчет мощности привода рафинера

Мощность привода с гарнитурой складывается из трех составляющих

$$N = N_p + N_r + N_{\text{м.п.}}$$

где N_p - полезная мощность размол, расходуемая на изменение структуры древесных волокон;

N_{Γ} - гидравлическая мощность, затрачиваемая на перемещение массы и преодоления гидравлических сопротивлений. Эта составляющая не оказывает влияние на размол;

$N_{м.п.}$ - мощность, необходимая для преодоления механических потерь в сальниках и подшипниках.

$$N_{\Gamma} = N_{\Gamma\Gamma} + N_{\Pi}$$

где $N_{\Gamma\Gamma}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление трения ротора о массу. Это основная составляющая непроизводительных потерь мощности.

N_{Π} - мощность, затрачиваемая на перекачивание и ускорение массы.

При размоле массы высокой концентрации или щепы обработка происходит в основном за счет трения волокон друг о друга. Роль ножей состоит в том, чтобы предотвратить проскальзывание щепы или волокон относительно дисков. Полезная мощность размола.

$$N_p = 8,2 \cdot 10^{-4} \cdot \mu \cdot P \cdot n \cdot D^3 \cdot (1 - k^3) \cdot j, \text{ кВт}$$

где μ - коэффициент размола, $\mu=0,11$;

P - среднее давление между дисками ротора и статора, $P = (4 \div 6) \cdot 10^5$ Па – при размоле древесных волокон;

n - частота вращения ротора, c^{-1} ;

$k = \frac{d}{D}$ - отношение малого диаметра гарнитуры к большему, $k = 0.25 \div 0.5$;

j - число поверхностей размола, для однодискового рафинера $j=1$, для сдвоенного $j=2$.

Мощность на прокачивание и ускорение массы

$$N_{\Pi} = \frac{1,15 \cdot n^2 \cdot D^2 \cdot Q}{10^2 \cdot c}$$

где D - наружный диаметр гарнитуры, м;

Q - производительность мельницы, твс/сут

c - концентрация массы, % .

Мощность на трение ротора о массу

$$N_{\Gamma\Gamma} = \varphi \cdot n^{2,57} \cdot D^4, \text{ кВт}$$

где n - частота вращения ротора, мин^{-1} ;
 φ - коэффициент сопротивления,
 для однодискового рафинера $\varphi = 12,5 \cdot 10^{-6}$;
 для сдвоенного рафинера $\varphi = 23 \cdot 10^{-6}$

Мощность привода рафинера

$$N = (N_p + N_r) \cdot \frac{1}{\eta};$$

η - коэффициент полезного действия привода, учитывающий трение в сальниках и подшипниках, при безредукторном приводе $\eta = 0,93 \div 0,95$.

6. Расчет усилий, действующих на ротор рафинера

При расчете сил, действующих в рафинере, приняты следующие допущения:

- 1) учитывая наличие в размольной камере пара и с целью упрощения расчетов давления на поверхности диска с тыльной и лицевой стороны, а также в зоне размола приняты равномерно распределенными;
- 2) давление P_3 в зоне размола (рис.6.1.) принято как среднеарифметическое значение между давлениями на входе и выходе.

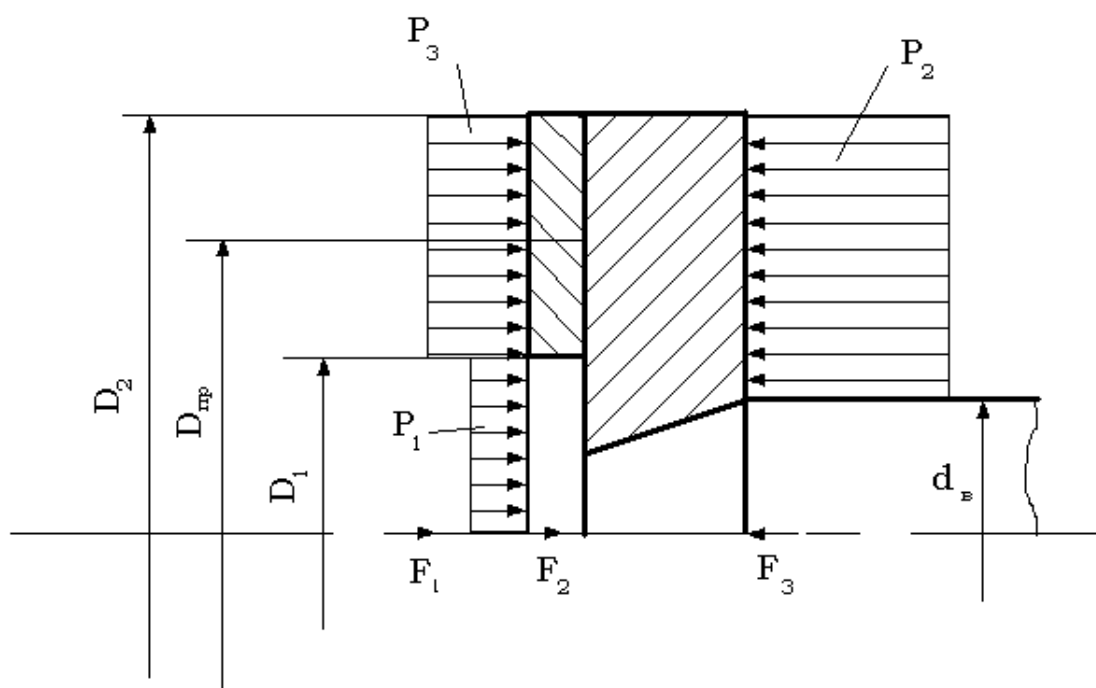


Рис. 6.1. Силы, действующие на ротор рафинера

Осевая сила от давления среды (см. рис.6.1.)

$$F_o = F_1 + F_3 - F_2, \quad (6.1)$$

где F_1 – сила давления P_1 , действующего на входе в зону размола на лицевую поверхность диска и крылатки ротора, Н;

F_2 – сила давления P_2 , действующего на тыльную поверхность диска ротора, Н;

F_3 – сила давления P_3 , действующего на лицевую поверхность диска ротора в зоне размола, Н.

Расчетная схема вала ротора, эпюры изгибающих моментов приведена на рис 6.2.

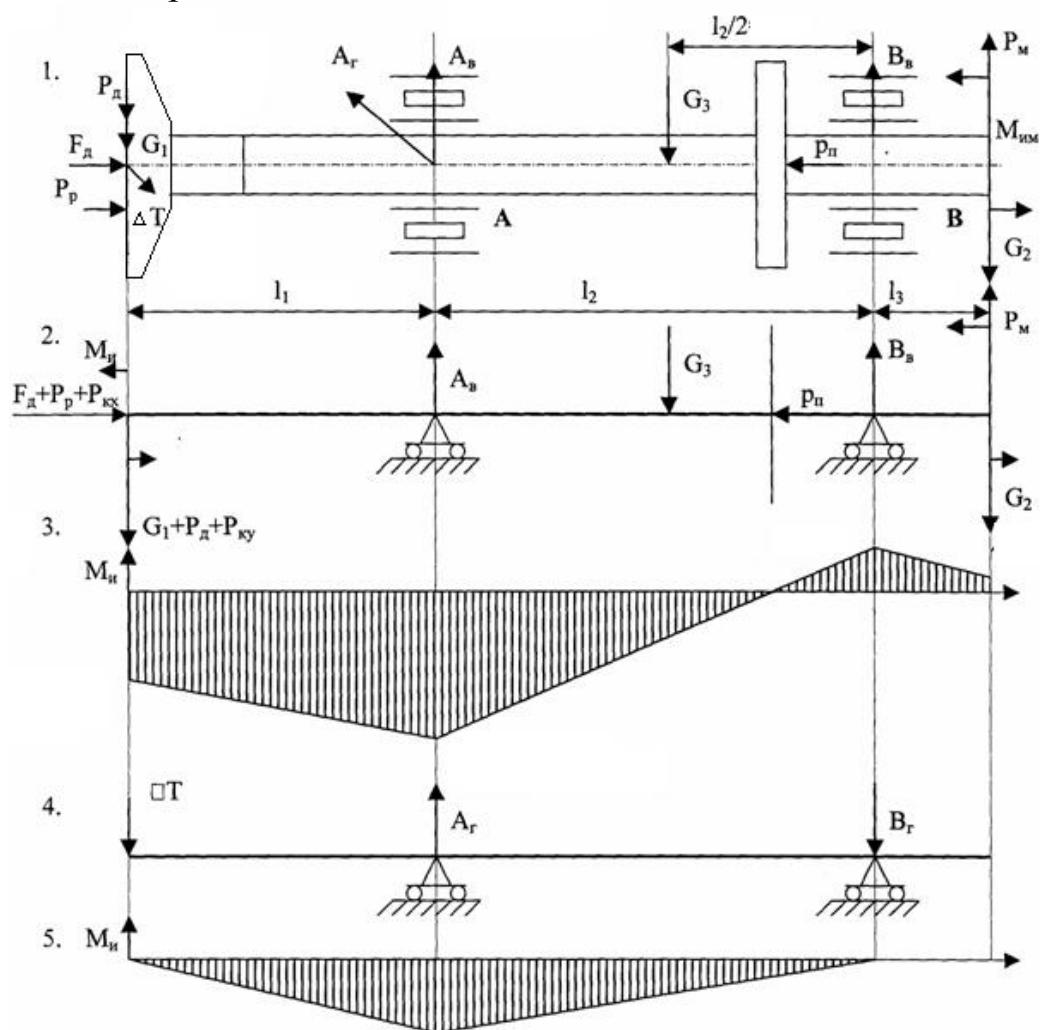


Рис. 6.2. Расчетная схема вала ротора, эпюры изгибающих моментов: 1 – расчетная схема сил в рафинере; 2,4 – схемы нагрузок, действующих на вал в вертикальной и горизонтальных плоскостях; 3,5 – эпюры изгибающих моментов.

$$F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} P_1, \quad (6.2)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} P_2 (D_2^2 - d_6^2), \quad (6.3)$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4} P_3 (D_2^2 - D_1^2). \quad (6.4)$$

Подставив полученные выражения в формулу (6.1) и преобразовав ее, учитывая, что среднее значение давления $P_3 = \frac{P_1 + P_2}{2}$ и $\Delta P = P_2 - P_1$, получим

$$F_\phi = \frac{\pi}{8} [2d_6^2 P_2 - \Delta P (D_1^2 - D_2^2)]. \quad (6.5)$$

Наибольшее значение F_ϕ соответствует наименьшей (отрицательной) величине ΔP .

Наибольшее значение F_ϕ действует при наибольшем значении ΔP .

Осевая сила размола определена по формуле

$$P_p = \frac{T}{\mu}, \quad (6.6)$$

где T – касательная сила размола, Н;

μ – коэффициент размола, $\mu=0,12$.

$$T = \frac{9550 \cdot 2N_l}{n \cdot D_{np}}, \quad (6.7)$$

N_l – полезная потребляемая мощность, кВт,

для расчета принято $N_l=0,7N_p$;

D_{np} – приведенный диаметр гарнитуры, м

$$D_{np} = \sqrt{\frac{1}{2} (D_2^2 + D_{min}^2)}, \quad (6.8)$$

D_{min} – минимальный диаметр рабочей поверхности гарнитуры (без заходной зоны), м.

При расчете учтена возможность: 1) неравномерного распределения волокнистого материала в зоне размола; 2) перекося дисков и вызываемый этим эксцентриситет приложения осевой силы размола; 3) воздействие на вал ротора неуравновешенной касательной силы размола.

Величина эксцентриситета r определяется из соотношения

$$r = \frac{D_2(1 - k_p)(1 + k^2)}{8}, \quad (6.9)$$

где k_p – коэффициент равномерности давления, $k_p=0,5$;
 k – коэффициент размера гарнитуры, $k=d/D$.

Изгибающий момент от силы P_p
 $M_u = P_p \cdot r$.

Определение неуравновешенной касательной силы размола ΔT .

Расчетная схема приведена на рис. 6.3.

Принятые допущения:

1) удельные касательные силы размола τ равномерно распределены по окружности диаметра D_{np} и равны

$$\tau = \frac{T}{\pi D_{np}}, \quad (6.10)$$

2) неуравновешенная касательная сила ΔT равна разности сумм удельных касательных сил, расположенных справа (T_1) и слева (T_2) от вертикальной оси, проходящей через ось вращения (точку O).

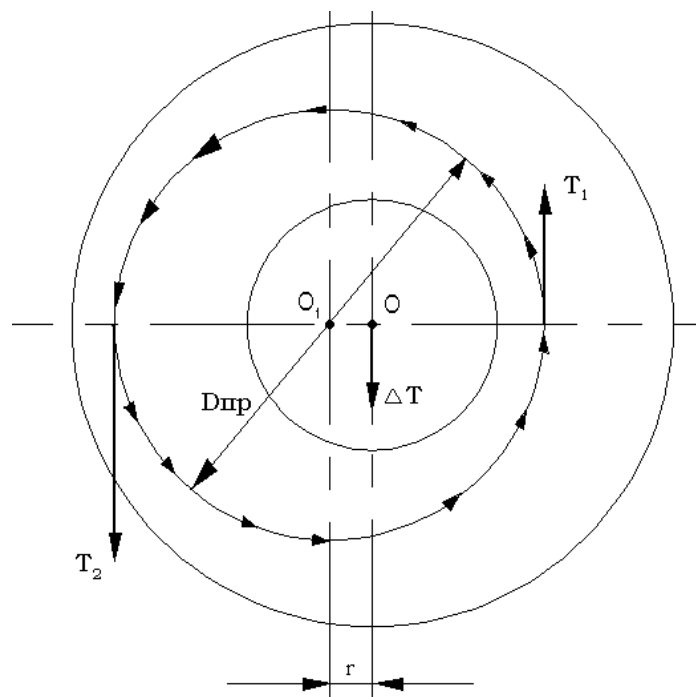


Рис. 6.3. Расчетная схема

Исходя из принятых допущений

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \tau(l_2 - l_1), \quad (6.11)$$

где l_1 и l_2 – длины дуг окружности диаметром D_{np} , расположенные соответственно справа и слева от вертикальной оси, проходящей через точку О.

Учитывая, что величина эксцентриситета r относительно D_{np} невелика, принимаем:

$$\begin{aligned} l_2 &= \frac{\pi D_{np}}{2} + 2r; \\ l_1 &= \frac{\pi D_{np}}{2} - 2r. \end{aligned} \quad (6.12)$$

Подставив в формулу 6.11 значения l_1 и l_2 из формулы 6.12 и значение τ из формулы 6.10, получим:

$$\Delta T = \frac{4r \cdot T}{\pi \cdot D_{np}}.$$

Расчетный крутящий момент определен, исходя из номинальной расчетной мощности двигателя

$$M_{кр} = 9550 \frac{N_p}{n}.$$

Изгибающий момент от трения в зубчатых сопряжениях муфты

$$M_{и.м} = 0,1 \cdot M_{раб},$$

где $M_{раб}$ – наибольший длительно действующий на соединяемых валах крутящий момент, принято $M_{раб} = M_{кр}$.

Поперечная сила, действующая от муфты на вал ротора при передаче крутящего момента

$$P_m = \frac{0,2 \cdot M_{кр}}{A}, \quad (6.16)$$

где A – расстояние между зубчатыми зацеплениями.

Динамическая сила от неуравновешенных масс ротора

$$P_d = (m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3) \omega^2 k, \quad (6.17)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора;

k – коэффициент запаса, $k=4$.

Расчет вала ротора

Определение реакций в опорах (см. рис. 6.2).

Вертикальная составляющая передней опоры $\sum M_6 = 0$;

$$A_6 = \frac{M_u + M_{и.м} + (P_d + G_1)(l_1 + l_2) - (G_2 - P_m)l_3 + 0,5G_3l_2}{l_2}, \quad (6.18)$$

Горизонтальная составляющая передней опоры $\Sigma M_6=0$;

$$A_z = \frac{\Delta T(l_1 + l_2)}{l_2}; \quad (6.19)$$

Реакция в передней опоре вала

$$A = \sqrt{A_6^2 + A_z^2}$$

Вертикальная составляющая задней опоры

$$B_6 = G_1 + P_0 + G_2 - A_6 + G_3 - P_m, \quad (6.20)$$

Горизонтальная составляющая задней опоры

$$B_z = A_z - T; \quad (6.21)$$

Реакция в задней опоре вала

$$B = \sqrt{B_6^2 + B_z^2}.$$

Полученная выше нагрузка на переднюю опору определена исходя из наихудших в отношении передней опоры сочетаний действия нагрузок в рафинере. Для определения наибольшей реакции в задней опоре, из условия наихудшего сочетания действия нагрузок, величины (см. рис.6.2) M_u , P_0 , $M_{u.m}$, P_m примем с обратным знаком.

Вертикальная составляющая задней опоры при $M_A=0$

$$B_{6H} = \frac{M_u - (G_1 - P_0)l_1 + G_3 \cdot 0,5l_2 + (G_2 + P_m)(l_2 + l_3) + M_{u.m}}{l_2}, \quad (6.22)$$

Суммарная реакция в задней опоре, наибольшая

$$B_H = \sqrt{B_{6H}^2 + B_z^2}.$$

Осевая реакция упорного подшипника

$$P_n = P_p + F_0.$$

7. Расчет шнека и крылатки ротора рафинера

Определяем транспортную производительность шнека по формуле:

$$Q_{тр} = \frac{Q \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{\rho_{вл} \cdot 100}{\rho_{вд} \cdot c_s}\right)}{\rho_{вл}}, \quad \text{кг/с}$$

где Q - производительность мельницы;

ε - коэффициент пористости;

$\rho_{вл}$ -плотность волокнистой массы при отсутствии пор заполненных воздухом;

$\rho_{вод}$ - плотность воды;

c_{θ} - массовая доля полуфабриката.

Определяем толщину кольца:

$$\Delta r = r_2 - \sqrt{r_2^2 + \frac{Q \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{\rho_{вл} \cdot 100}{\rho_{вод} \cdot c_{\theta}}\right)}{S \cdot n_{ш} \cdot \rho_{вл}}}, \quad \text{м}$$

где S - шаг витка шнека;

$n_{ш}$ - частота вращения шнека.

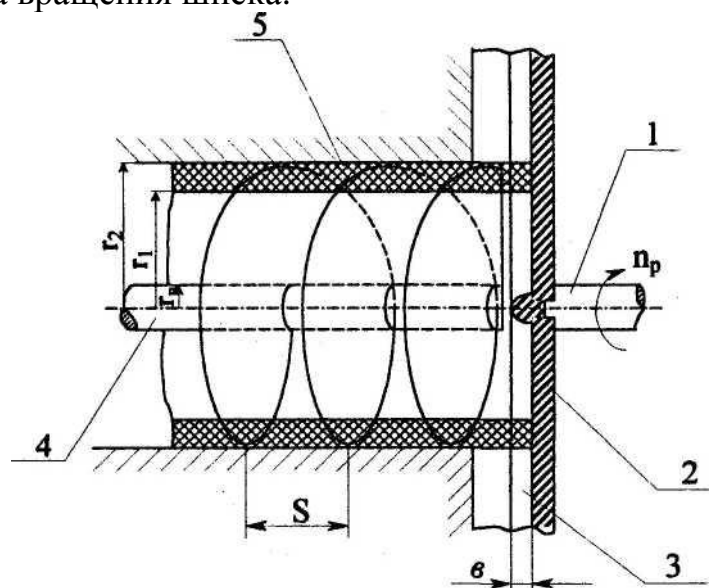


Рис.7.1. Схема для расчета крылатки:

1-вал рафинера; 2-крылатка; 3-лопасть крылатки; 4-шнек; 5-кольцо массы транспортируемой шнеком.

Для расчета времени t , в течение которого частица массы будет отводиться крылаткой ротора от радиуса r_1 до радиуса r_2 , воспользуемся дифференциальным уравнением движения частицы вдоль радиуса диска:

$$\ddot{x} + 2 \cdot f \cdot \omega \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = 0$$

Решая это уравнение и подставляя вместо x значение r , получаем:

$$r_1 + \Delta r = \frac{r_1}{\mu_1 - \mu_2} \cdot (\mu_1 \cdot e^{\mu_2 \cdot \omega \cdot t}), \quad \text{м}$$

где μ_1, μ_2 - параметры, определяемые коэффициентом сопротивления движению f

$$\mu_1 = -f + \sqrt{1 + f^2}, \quad \mu_2 = -f - \sqrt{1 + f^2}$$

$$r_1 = r_2 - \Delta r;$$

ω - угловая скорость ротора, $\omega = \frac{\pi \cdot n_p}{30}$, рад/с.

Высота лопастей:

$$b = \frac{Q \cdot t \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{\rho_{\text{вл}} \cdot 100}{\rho_{\text{вод}} \cdot c_B} \right)}{\rho_{\text{вл}} \cdot \pi \cdot (2 \cdot r_2 - \Delta r) \cdot \Delta r}, \text{ м}$$

В зависимости от частоты вращения n_p вычисляют время t и угол на который повернется крылатка за это время. После этого вычисляется необходимое количество лопастей. Например, $n_p = 25 \text{ с}^{-1}$, то за $t = 0,024 \text{ с}$ крылатка повернется на $\frac{1}{2}$ оборота, т.е. нужно минимум 2 лопасти.

8. Расчет вала ротора

Расчет вала на статическую прочность.

Условие статической прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_{H_1}^2 + 0,75 M_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_H],$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение от изгибающего и крутящего моментов, МПа;

d – диаметр вала в рассчитываемом сечении;

$[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа;

$$\sigma_{\text{экв}} < [\sigma_H]$$

Расчет вала на усталостную прочность.

Условие усталостной прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где $[n]$ – допускаемый (требуемый) запас прочности, $[n]=1,5$;

n_σ , n_τ – запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-l} , τ_{-l} – пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом;

σ_a , τ_a – амплитуды циклов изменения напряжений при изгибе и кручении, МПа;

$$\sigma_a = \frac{M_H}{W_H},$$

$$\tau_a = \frac{M_K}{2W_K},$$

где W_H , W_K – моменты сопротивления изгибу и кручению, мм³;

$$W_H=0,1d^3; W_K=0,2d^3;$$

k_σ , k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

ε_σ , ε_τ – масштабные факторы $\varepsilon_\sigma=\varepsilon_\tau$,

β_σ , β_τ – коэффициенты, учитывающие состояние поверхности,

$$\beta_\sigma \approx \beta_\tau = 1;$$

ψ_τ , ψ_σ – коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность, $\psi_\tau=0,1$; $\psi_\sigma=0,2$;

σ_m , τ_m – средние напряжения циклов изменения напряжений при изгибе и кручении, МПа;

$$\sigma_m = \frac{4P_n}{\pi d^2}, \tau_m = \tau_a, n > [n].$$

Расчет вала на жесткость.

Жесткость вала оценивается по углу поворота сечения Θ в передней опоре

$$\Theta \leq [\Theta],$$

где $[\Theta]$ – допустимый угол поворота сечения вала в рад. для цилиндрических роликоподшипников.

Приближенное значение угла поворота сечения (Θ), в радианах определяется по формуле

$$\Theta = \frac{l}{d_{max}^4} (16a \sum Q + 3l \sum P + 16A \cdot r) \cdot 10^{-6},$$

где l – расстояние между опорами вала, см;

d_{max} – наибольший из диаметров ступеней вала, см;

a – длина консоли, см, $a=l_1$;

$\sum P$ – сумма поперечных сил, приложенных в пролете, кг;

A – наибольшая из осевых сил, кг, $A=P_n$;

r – плечо осевой силы, см;

ΣQ – сумма поперечных сил, приложенных на консоли, кг.

При наличии второй нагруженной консоли действующие на нее силы включают в сумму ΣP :

$$\Sigma P = G_2 + P_M + G_3,$$

$$\Sigma Q = G_I + P_o + \Delta T,$$

$$\Theta \leq [\Theta].$$

Необходимо, чтобы выполнялись условия статической и усталостной прочности и жесткости.

9. Расчет конусного соединения диска с валом

Данные для расчета.

- 1) крутящий момент, передаваемый конусным соединением, Нм;
- 2) диаметр основания конуса, мм;
- 3) длина конуса, мм;
- 4) наружный диаметр диска, мм;
- 5) конусность.

В периоды пуска двигателя рафинера и в процессе работы возможно увеличение крутящего момента ($M_{кр}$) 1,7 раза. На конусное соединение оказывают влияние центробежные силы и температура среды, трудно поддающиеся расчету.

Поэтому соединение рассчитывается с запасом $n=2.5$, увеличивая заданный крутящий момент в n раз.

$$M_{кр} = n \cdot M_k, \text{ Нм}$$

Давление (K) на посадочных поверхностях конусного соединения, необходимого для передачи крутящего момента $M_{кр}$

$$K = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кр}}{\pi d^2 l f}, \text{ Н/мм}^2$$

где f - коэффициент трения, $f=0.12$.

Сила затяжки ($P_{зат}$) в ньютонах необходимая для создания давления K и определение сил трения при осевом перемещении ступицы диска по валу:

$$P_{зат} = 10^3 \cdot \frac{M_{кр}}{d} \cdot \left(2 + \frac{K^o}{f} \right), \text{ Н.}$$

Сопротивление сдвигу (P') в направлении к вершине конуса (при распрессовки конусного соединения):

$$P'' = 10^3 \cdot \frac{Mkp}{d} \cdot \left(2 - \frac{K^o}{f} \right), \text{ Н.}$$

Максимальное напряжение сжатия на валу (σ_1):

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot \kappa}{p - a_1^2}, \text{ МПа}$$

где a_1 - фактор тонкостенности ($a_1=0$, при условии, что вал сплошной).

Проверка прочности вала

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение растяжение (σ_2).

В ступице (диске):

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot \kappa}{1 - a_2^2}, \text{ МПа}$$

где a_2 - фактор тонкостенности;

$$a_2 = \frac{d}{D}.$$

Проверка прочности ступицы диска

$$\sigma_2 \leq [\sigma] \text{ МПа.}$$

Необходимый диаметральный натяг (Δ), зависит от радиальной жесткости вала и ступице и равен по формуле Ламе:

$$\Delta = 10^3 \cdot K \cdot d \cdot \theta, \text{ мкм}$$

где θ - коэффициент.

Для упрощения расчетов принимаем, что модули нормальной упругости (E) и коэффициент Пуассона (μ) для материалов вала и диска одинаковы, тогда:

$$\theta = \frac{c_1 + c_2}{E}, \text{ мм}^2/\text{Н}$$

где E - модуль упругости, $2 \cdot 10^5$ МПа;

c_1 и c_2 – коэффициенты формы соответственно для вала и втулки, (для сплошного вала $c_1=1$);

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2}.$$

Осевой натяг (h), необходимый для получения расчетной величины Δ :

$$h = 10^{-3} \frac{\Delta'}{K_o}, \text{ мм}$$

где Δ' – диаметральный натяг с учетом микронеровностей;

$$\Delta' = \Delta + Rz_1 + Rz_2, \text{ мкм}$$

где Rz_1 и Rz_2 - высота микронеровностей соответственно поверхности вала и отверстия.

10. Расчет торцевого уплотнения

Расчет торцевого уплотнения выполняется с целью:

1. Подбора пружин, обеспечивающий начальный герметизирующий контакт пар трения;
2. оценки давления в парах трения;
3. определения потерь мощности в уплотнении;
4. определения требуемого расхода охлаждающей воды;

Данные для расчета.

Давление в рафинере P_1 , МПа.

Давление в камере гидросистемы P_2 , МПа.

Диаметр вала d_6 , мм.

Диаметр упругого элемента d , мм.

Внутренний диаметр кольца трения D_1 , мм.

Наружный диаметр кольца трения D_2 , мм.

Частота вращения вала n , с^{-1} .

Радиус пояса трения R , мм.

Удельная теплоемкость воды C , кДж/кг $^{\circ}\text{C}$.

Разность температур охлаждающей воды на входе и выходе уплотнения Δt , $^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент разгрузки

$$K_p = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2 - D_1^2}.$$

Контакты колец трения обеспечиваются усилием пружин и давлением уплотнительной воды.

Усилие прижима контактных колец от действия пружин (F_{np}).

$$F_{np} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 + D_1^2) P_{np},$$

где P_{np} - давление в паре колец от действия пружин, принятого конструктивно,

Количество пружин обеспечивающих начальный контакт пар трения, принять конструктивно.

Тогда значение усилия одной пружины:

$$P_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}}}{24}, \text{ Н.}$$

Давление в паре колец трения со стороны размольной камеры рафинера (P_{yd}):

$$P_{\text{yd}} = (P_2 - P_1)(K_{\text{пр}} - 0,5) + \frac{F_{\text{пр}}}{S_{\text{пр}}}$$

где $S_{\text{пр}}$ - площадь поверхности трения, мм².

Расчет потери мощности в парах трения.

Потери мощности ($N_{\text{общ}}$) в парах колец трения:

$$N_{\text{общ}} = N_1 + N_2,$$

где $N_1 = F_1 \cdot f \cdot R \cdot \omega$,

$$N_2 = F_2 \cdot f \cdot R \cdot \omega$$

N_1, N_2 - потери мощности в паре трения со стороны размольной камеры и со стороны атмосферы соответственно, кВт;

ω - угловая частота вращения;

f - коэффициент трения пары колец (из силицированного графита, $f=0,12$);

F_1, F_2 - нормальная сила, действующая на поверхность трения соответственно от сил пружин и давления жидкости, Н.

$$F_1 = P_{\text{yd}}^I \cdot S_{\text{пр}},$$

$$F_2 = P_{\text{yd}}^{II} \cdot S_{\text{пр}}.$$

Расход воды охлаждения (m) определен из соотношения

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t$$

где Q - количество тепла, выделяемого в парах трения, кДж/с;

$$Q = N_{\text{общ}}, \text{ кДж/с};$$

Расход воды при Δt

$$m_1 = \frac{Q}{c \cdot \Delta t}, \text{ кг/с.}$$

Учитывая теплопередачу от размольной камеры и другие неблагоприятные сочетания тепловых нагрузок в торцевом уплотнении, общий расход уплотнительной воды должен быть принят в 2-3 раза больше расчетного.

Литература

1. Гончаров В. Н., Гаузе А. А. Расчет оборудования для подготовки бумажной массы. /Учебное пособие.—Л. :ЛТИ ЦБП, 1977.
2. Гончаров В. Н. Ножевые размалывающие машины.— Л. ;ЛТА, 1960.
3. Пузырев С. С. Производство термомеханической массы.- Лесная промышленность, Санкт-Петербург, 2000.